

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 52-103745

(43)Date of publication of application : 31.08.1977

(51)Int.Cl.

F25B 13/00

F04C 17/18

(21)Application number : 51-019938

(71)Applicant : HITACHI METALS LTD

(22)Date of filing : 27.02.1976

(72)Inventor : YANO MITSURU

## (54) HEAT PUMP SYSTEM

## (57)Abstract:

PURPOSE: To obtain a high-efficiency heat pump system for which multi-stage vane-type compressor and expander are operated at a substantially equal temperature for compression and expansion so that the motive power required for compression is decreased.

⑫ 特 許 公 報 (B 2) 昭59-52343

⑤ Int.Cl.<sup>3</sup>

F 25 B 9/00

識別記号

庁内整理番号

A-6634-3L

②④ 公告 昭和59年(1984)12月19日

発明の数 2

(全12頁)

1

2

⑭ 熱ポンプ装置

② 特 願 昭51-19938

② 出 願 昭51(1976) 2月27日

⑥ 公 開 昭52-103745

④ 昭52(1977) 8月31日

⑦ 発 明 者 矢野 満

北九州市戸畑区汐井町2番1号日  
立金属株式会社戸畑工場内

① 出 願 人 日立金属株式会社

東京都千代田区丸の内2丁目1番  
2号

⑦ 代 理 人 弁理士 高石 橘馬

⑮ 特許請求の範囲

1 圧縮装置、膨張装置、駆動装置および熱交換装置とからなり、上記圧縮装置は第1段～最終段を構成する複数個のペーン型圧縮機を配設し、第1段圧縮機には吸入口をまた最終段圧縮機には吐出口を各々1個以上設け、第m段圧縮機には中間吐出口を、第(m+1)段圧縮機には中間吸入口を夫々複数個設け(mは1, 2…の整数)、相互に隣接する前記中間吐出口間および中間吸入口間には常に1枚以上のペーンを介在させ、前記中間吐出口とこれに対応する中間吸入口との間には、夫々放熱装置に介装させたパイプ群によつて連結して構成し、上記膨張装置は第1段～最終段を構成する複数個のペーン型膨張機を配設し第1段膨張機には給気口をまた最終段の膨張機には排気口を各々1個以上設け、第n段膨張機には中間排気口を、第(n+1)段膨張機には中間給気口を夫々複数個設け(nは1, 2…の整数)、相互に隣接する前記中間排気口間および中間給気口間には常に1枚以上のペーンを介在させ前記中間排気口とこれに対応する中間給気口の間は夫々吸熱装置に介装させたパイプ群によつて連結して構成し、上記駆動装置は上記圧縮装置と上記膨張装置

とを連動可能に連結して構成し、上記熱交換装置は上記圧縮装置の吐出口と上記膨張装置の給気口との間および膨張装置の排気口と圧縮装置の吸入口との間の連結手段に介装させ独立した二系統間のみの熱交換手段を有する如く構成したことを特徴とする熱ポンプ装置。

2 特許請求の範囲第1項記載の熱ポンプ装置において、圧縮装置およびまたは膨張装置の回転数を異ならしめたことを特徴とする熱ポンプ装置。

10 3 特許請求の範囲第1項記載の熱ポンプ装置において、圧縮装置、膨張装置の何れかの駆動軸を共通としたことを特徴とする熱ポンプ装置。

4 特許請求の範囲第1項～第3項の何れかに記載の熱ポンプ装置において、圧縮装置および/または膨張装置を軸方向摺動翼型としたことを特徴とする熱ポンプ装置。

5 圧縮装置、膨張装置、駆動装置および熱交換装置とからなり、上記圧縮装置は第1段～最終段を構成する複数個のペーン型作動室を有する多段型圧縮機を配設し、第1段作動室には吸入口をまた最終段作動室には吐出口を各々1個設け、第m段作動室には中間吐出口を、第(m+1)段作動室には中間吸入口を夫々複数個設け(mは1, 2…の整数)、相互に隣接する前記中間吐出口間および中間吸入口間には常に1枚以上のペーンを介在させ、前記中間吐出口とこれに対応する中間吸入口との間には、夫々放熱装置に介装させたパイプ群によつて連結して構成し、上記膨張装置は、第1段～最終段を構成する複数個のペーン型作動室を有するペーン型多段膨張機を配設し、第1段作動室には給気口をまた最終段の作動室には排気口を各々1個以上設け、第n段作動室には中間排気口を、第(n+1)段作動室には中間給気口を夫々複数個設け(nは1, 2…の整数)、相互に隣接する前記中間排気口間および中間給気口間には1枚以上のペーンを介在させ、前記中間排気口とこれに対応する中間給気口との間には夫々吸熱装

3

置に介装させたパイプ群によつて連結して構成し、上記駆動装置は上記圧縮装置と上記膨張装置とを連動可能に連結して構成し、上記熱交換装置は上記圧縮装置の吐出口と上記膨張装置の給気口との間および膨張装置の排気口と圧縮装置の吸入口との間の連結手段に介装させ独立した二系統間のみの熱交換手段を有する如く構成したことを特徴とする熱ポンプ装置。

6 特許請求の範囲第5項記載の熱ポンプ装置において、圧縮装置および／または膨張装置を軸方向摺動翼型としたことを特徴とする熱ポンプ装置。

#### 発明の詳細な説明

本発明は熱ポンプに係り、特に冷暖房装置などに用いるのに適した熱ポンプ装置に関するものである。

低温部より高温部に熱を移動させる熱ポンプ装置は冷暖房装置として多く用いられている。すなわち夏は屋内の熱を屋外に放出して冷房を行ない、冬は屋外より屋内に熱を移動させて暖房を行なうものであるが、この温度調節は一般にはフロンガスのような冷媒を用い、圧縮時の加熱効果と膨張時の冷却効果を利用したものである。

第1図は従来から冷暖房用として一般に用いられている熱ポンプ装置を示す説明図であり、圧縮機A、蒸発器B、凝縮器C、絞り弁Dなどによつて構成されている。圧縮機Aは蒸発器Bで気体となった低压の冷媒ガスを吸入し圧縮して高温、高圧状態とし、そのまま凝縮器Cに送る。高温、高圧の冷媒ガスは凝縮器Cで冷却され液化して放熱し周囲を加熱する。液化した冷媒は絞り弁Dで減圧され、膨張して蒸発器Bで蒸発して再び気体となる。このとき周囲より熱を奪い周囲を冷却する。蒸発した冷媒ガスは再び圧縮機Aに吸入されてサイクルを完了するものである。このサイクル中に凝縮器Cで外部に放出する熱を暖房に利用し、蒸発器Bで生じた冷却力を冷房に利用する。このときの暖房、冷房の切換えは弁の切換え操作により冷媒又は冷媒によつて加熱、冷却された循環液の流れの方向を変えることによつて行なわれている。

上記のような冷媒を用いた蒸気圧縮式の熱ポンプ装置は、最も広く使用されているものであるが、この冷媒に多くの問題点が残されている。す

4

なわち現在使用されている冷媒は冷凍能力、安全性、経済性のすべてを満足するものはなく、いずれかの欠点を備えている。たとえば冷凍能力にすぐれ安価な冷媒は有毒であり、比較的安全な冷媒は高価であるなど決して好ましい方法とはいえない。このため完全な漏洩防止が要求され構造を複雑にするのみならず装置自体を高価なものとしている。

一方冷媒を用いない熱ポンプ装置として空気を圧縮、膨張させて冷暖房を行なわしめることも考えられているが、断熱的な圧縮膨張を行なわしめるため効率は著しく低下する。また必要な冷暖房を行なうのに大量の空気を使用する必要があり、消費動力が著しく増大するという大きな欠点がある。

本発明の目的は、上記のような問題点を解決するため、多段のペーン型圧縮機及び膨張機を用い、圧縮、膨張の過程において気体を熱交換機を通して加熱又は冷却を行ない、等温に近い状態で圧縮、膨張を行なわせ、圧縮に要する動力を低減し、又、膨張過程で有効に動力を回収し高効率でしかも冷媒を必要としない熱ポンプ装置を提供せんとするものである。

以下本発明の実施例を図面に基いて詳細に説明する。第2図は二段式の圧縮装置1、二段式の膨張装置2、駆動装置3および熱交換装置4とによつて構成された熱ポンプ装置を示すものである。圧縮装置1は、第1段圧縮機5と第2段圧縮機6（第2図では最終段圧縮機）によつて構成され、第1段圧縮機5には吸入口Soを、また第2段圧縮機6には吐出口Doを各々1個備えている。第1段圧縮機5には中間吐出口D11、D12、D13、D14を備え、また第2段圧縮機6には中間吸入口S21、S22、S23、S24を備えるものである。これらの相互に隣接する中間吐出口D11とD12、D12とD13、D13とD14の間および中間吸入口S21とS22、S22とS23、S23とS24の間には常に1枚以上のペーン71および72を介在させ、また中間吐出口D11、D12、D13、D14とこれに対応する中間吸入口S21、S22、S23、S24との間は放熱装置8に介装させたパイプ群P11、P12、P13、P14によつて連結されている。

5

膨張装置 2 は、第 1 段膨張機 9 と第 2 段膨張機 10 (第 2 図では最終段膨張機) によつて構成され、第 1 段膨張機 9 には給気口 Soo をまた第 2 段膨張機 10 には排気口 Doo を各々 1 個備えている。第 1 段膨張機 9 には中間排気口 D 3 1, D 3 2, D 3 3, D 3 4 を備え、また第 2 段膨張機 10 には中間給気口 S 4 1, S 4 2, S 4 3, S 4 4 を備えるものである。これらの相互に隣接する中間排気口 D 3 1 と D 3 2、D 3 2 と D 3 3、D 3 3 と D 3 4 の間および中間給気口 S 4 1 と S 4 2、S 4 2 と S 4 3、S 4 3 と S 4 4 の間には常に 1 枚以上のベーン 7 3 および 7 4 を介在させ、また中間排気口 D 3 1, D 3 2, D 3 3, D 3 4 とこれに対応する中間給気口 S 4 1, S 4 2, S 4 3, S 4 4 との間には吸熱装置 11 に介装させたパイプ群 P 3 1, P 3 2, P 3 3, P 3 4 によつて連結されている。

駆動装置 3 は、圧縮装置 1 の第 1 段圧縮機 5、および第 2 段圧縮機 6 と、膨張装置 2 の第 1 段膨張機 9 および第 2 段膨張機 10 とを駆動軸 12 によつて連動可能に連結して構成され、又それ自体は正逆転可能である。

熱交換装置 4 は圧縮装置 1 の第 2 段圧縮機 6 の吐出口 Do と膨張装置 2 の第 1 段膨張機 9 の給気口 Soo との間、および膨張装置 2 の第 2 段膨張機 10 の排気口 Doo と圧縮装置 1 の第 1 段圧縮機 5 の吸入口 So との間の連結パイプ P 2 および P 4 に介装させ、独立したパイプ P 2 と P 4 二系統間のみの熱交換手段を有するように構成したものである。

以上の構成よりなる熱ポンプ装置の作用効果について説明する。まず駆動装置 3 が矢印方向に回転すると、駆動軸 12 を介して第 1 段、第 2 段の膨張機 9, 10 および第 1 段、第 2 段の圧縮機 5, 6 がともに矢印方向に回転を始めるが、第 1 段圧縮機 5 から順次説明する。

圧縮装置 1 の第 1 段圧縮機 5 においては、吸入口 So より気体を吸入し逐次圧縮されるが、その圧縮過程にある気体が中間吐出口 D 1 1, D 1 2, D 1 3, D 1 4 より逐次吐出される。この吐出された気体は、それぞれパイプ P 1 1, P 1 2, P 1 3, P 1 4 を通り、途中の放熱装置 8 によつて熱を放出冷却され、第 2 段圧縮機 6 の中間吸入口

6

D 2 1, D 2 2, D 2 3, D 2 4 に導かれる。このとき第 1 段圧縮機 5 の中間吐出口 D 1 1 と D 1 2、D 1 2 と D 1 3、D 1 3 と D 1 4 の間には常にベーン 7 1 が介在しているので、それぞれ圧縮比の異なる気体が第 2 段圧縮機 6 の中間吸入口 S 2 1, S 2 2, S 2 3, S 2 4 に供給され各圧縮段階ごとにさらに圧縮されて吐出口 Do より吐出される。この第 2 段圧縮機 6 においても中間吸入口 S 2 1 と S 2 2、S 2 2 と S 2 3、S 2 3 と S 2 4 の間には常にベーン 7 2 が介在しているので、各段階ごとに再度圧縮されて高圧の圧縮気体を吐出するものである。

このように第 1 段圧縮機 5 において圧縮された圧縮比の異なる気体がそれぞれ独立してパイプ P 1 1 ~ P 1 4 に導かれ、途中の放熱装置 8 を通るので、冷却効果を一段と向上させることができる。第 2 図では 2 個の圧縮機と 1 個の放熱装置を用いたが、圧縮機と放熱装置をさらに増加させることにより、なお一層ゆるやかな圧縮が可能となり、理想的な等温圧縮に極めて近似した圧縮を行なうと共に放熱の効果を上げることができるものである。

ここで、第 2 段圧縮機 6 の吐出量は第 1 段圧縮機 5 の吸入量よりも、目的とする圧縮比で定まる量だけ少なくなるように設定されているので、気体は目的の圧力に圧縮されて吐出される。この圧縮機間の容積変化の状況を第 3 図によつて説明する。前記第 2 図において第 1 段圧縮機 5 の二つのベーン 7 1 とローター 1 3 1 とケーシング 1 4 1 によつて囲まれる空間容積は駆動軸 12 の回転角が 0 (基準) のとき最大であり、回転角の増加とともに第 3 図の点線のように容積が変化し圧縮される。また前記第 2 段圧縮機 6 の二つのベーン 7 2 とローター 1 3 2 とケーシング 1 4 2 によつて囲まれる空間容積は駆動軸 12 の回転角が 0 のとき最小であり、回転角の増加とともに実線と点線で囲まれる面積のように容積が変化する。一方第 1 段圧縮機 5 の中間吐出口 D 1 1, D 1 2, D 1 3, D 1 4 と第 2 段圧縮機 6 の中間吸入口 S 2 1, S 2 2, S 2 3, S 2 4 とはそれぞれパイプ群 P 1 1, P 1 2, P 1 3, P 1 4 によつて連結されているため、その合計の容積は第 3 図において実線のように変化する。従つて全体として圧縮され、前記第 1 段圧縮機 5 の吸入口 So から吸入

7

された空気の全量が、第2段圧縮機6の吐出口Doから吐出される。このように圧縮は全体として比較的緩やかに行なわれ従つてペーン71および72の両側の圧力差は大きくなく、摩擦および摩擦損失共に軽減することができるものである。

次にP—V線によつて他の効果を説明する。第4図は縦軸にそのときの圧力Pを、横軸に合計容積Vを示したP—V線図である。前記第1段圧縮機5で第4図においてaまで吸入された気体は前記ローター131の回転にともなつて順次圧縮され、各圧縮段階ごとに第2段圧縮機6に供給される。このときの容積と圧力の変化は、第4図において本来点線で示すようにa→bと移行するものであるが、途中に設置された放熱装置8によつて冷却されるので、実線で示すようにa→b'と移行する。このように空気を圧縮するときに必要な所要動力は前者の場合d—a—b—c、後者の場合d—a—b'—cで囲まれる面積によつて表わされる。而して本発明における圧縮装置は、各圧縮段階において、それぞれのパイプを流通する気体が放熱装置8によつて冷却されるので、第4図で明らかに消費動力を著しく低減することができる。

次に放熱装置8の詳細を説明する。前記第1段圧縮機5によつて圧縮された各圧縮段階ごとの圧縮気体は、それぞれ圧縮比が異なるので温度も当然異なるものである。すなわち中間吐出口D11から吐出される圧縮気体は比較的低温であるが、D12、D13、D14から吐出される圧縮気体は圧縮比が次第に増大するのでパイプP11、P12、P13、P14内を流通する圧縮気体の温度もパイプP14に近い程上昇する。従つて比較的低温のパイプP11を最下部に設置し以下P12、P13ついでP14を最上部に設置して下方の供給口15から加熱すべき循環流体を供給し、上方の排水口16から加熱された循環流体を排出すると、熱交換の効果を増大することができるものである。

膨張装置2の作用効果について説明する。前述せる圧縮装置1の第2段圧縮機6の吐出口Doから吐出された高圧の圧縮気体は、途中の熱交換装置4（詳細については後述する）を経て膨張装置2の第1段膨張機9の給気口Sooに供給される。するとローター133とペーン73とケーシング

8

143によつて囲まれた圧縮気体は、その体積の膨張作用によつてローター133を矢印方向に回転せしめる。つまり駆動軸12に対し矢印方向の回転力を与えるものである。この膨張過程にある気体が中間排気口D31、D32、D33、D34より逐次排出される。この中間排気口D31、D32、D33、D34から排出された気体は、それぞれパイプP31、P32、P33、P34を通り、途中の吸熱装置11によつて加熱され、第2段膨張機10の中間空気口S41、S42、S43、S44に導かれる。このとき第1段膨張機9の中間排気口D31とD32、D32とD33、D33とD34の間には常にペーン73が介在しているので、それぞれ膨張比の異なる気体が第2段膨張機10の中間給気口S41、S42、S43、S44に供給され、再び膨張し駆動軸12に回転力を与えながら各膨張段階ごとに排気口Dooより排出される。この第2段膨張機10においても中間給気口S41とS42、S42とS43、S43とS44の間には常にペーン74が介在しているので、各膨張段階の気体が混じることはない。

上記のようにして第1段膨張機9において、それぞれ膨張比の異なる気体が独立してパイプP31～P34に導かれ途中の吸熱装置11を通るので、圧縮気体の膨張過程における温度低下、つまり断熱膨張によるエネルギーの損失を防止することができるものである。第2図では2個の膨張機と1個の吸熱装置を用いたが、膨張機と吸熱装置をさらに増加させることにより、理想的な等温膨張に近似し、第2段圧縮機6の吐出口Doから第1段膨張機9の給気口Sooに供給される圧縮空気のもつエネルギーのすべてを有効に活用すると共に、冷却の効果を上げることができるものである。

次に吸熱装置11の詳細を説明する。第1段膨張機である程度膨張した各膨張段階ごとの気体は、それぞれ膨張比が異なるので温度も当然異なるものである。すなわち中間排気口D31から排出される気体は比較的高温であるがD32、D33、D34から排出される気体は膨張比が次第に増大するので、パイプP31、P32、P33、P34内を流通する気体の温度も次第に降下する。従つて比較的高温のパイプP31を最上部に設置

9

し、以下P32、P33、ついでP34を最下部に設置して、上方の供給口17から冷却すべき循環流体を供給し、下方の排出口18から冷却された流体を排出すると熱交換の効果を増大することができるものである。

熱交換装置4の作用効果について説明する。第2段圧縮機6吐出口Doから吐出された高圧の圧縮気体は、第1段膨張機9の給気口Sooに供給されるこの給気口Sooに供給される圧縮気体の温度は、第2段膨張機10の排気口Dooから排出される気体温度と等しいことが最も望ましい。同じく第1段圧縮機5の吸入口Soに供給される気体の温度は、第2段圧縮機6の吐出口Doから吐出される高圧の圧縮気体の温度と等しいことが最も望ましい。これは高温側の圧縮過程と低温側の膨張過程とを、熱損失を最小限にして結び、高効率の熱サイクルを完成せしめようとするためである。従つてこの熱交換装置4は放熱装置8あるいは吸熱装置11とは異なり、断熱材27で外気とは完全に遮断した状態で、パイプP2とP4との間において、それぞれの有する熱エネルギーを交換させることにより、熱ポンプ装置の熱効率を著しく高めることができるものである。

以上の圧縮装置1による圧縮過程と膨張装置2による膨張過程と熱交換装置4による昇温および降温過程よりなる熱サイクルをT-S線図で説明する。第5図は縦軸に絶対温度Tを横軸にエントロピーSを示したT-S線図である。前記第1段圧縮機5で第5図aの状態で吸入された気体は、第2段圧縮機6に送り込まれる過程において、放熱装置8によつて放熱し冷却されるので、殆んど等温的に圧縮され、bの状態になる。第2段圧縮機6を出た気体は熱交換装置4で第2段膨張機10より吐出された気体と熱交換して冷却されたcの状態となり第1段膨張機9に吸入される。続いて第2段膨張機10に送り込まれる過程において、吸熱装置11により吸熱し、温度の低下が防止され、殆んど等温的に膨張し、dの状態となり、第2段膨張機10より吐出される。前述の如くここで第2段圧縮機6を出た気体と熱交換を行なつて昇温し、aの状態に戻り再び第1段圧縮機5に吸入される。

以上のサイクルで外部に放出した熱量は面積a, b, b', a'で示され、外部より吸収した熱量

10

は面積c, d, d', c'で示される。熱交換装置4で交換された熱交換装置4で交換された熱量は、a, a', d', dとb, c, c', b'とで略等しい。従つて駆動装置3が消費した動力は面積abcdで示される熱ポンプの効率を表わす成績係数εは

$$\epsilon = \frac{\text{放熱量}}{\text{消費動力}} \approx \frac{T_a}{T_a - T_d}$$

で示される。Taは第1段圧縮機5の入口での気体の温度、Tdは第2段膨張機10の出口での気体の温度である。従つて第5図より、上記構成の熱ポンプが極めて高効率であることが明らかである。

次に駆動装置3の作用効果について説明する。前述のように圧縮装置1の第1段、第2段圧縮機5, 6は駆動軸12を介して駆動されるものであるが第2段圧縮機6の吐出口Doから吐出され、膨張装置2の第1段膨張機9の給気口Sooに供給された圧縮気体は、逆に駆動軸12に回転力を与えるものである。従つて前述せる圧縮装置1の消費電力と膨張装置2のなす仕事量との差だけの僅かな駆動力を伝達することによつて、その目的を達成することができるものである。

以上の説明はベーン型圧縮装置1に配設された第1段、第2段圧縮機5, 6の駆動軸12およびベーン型膨張装置2に配設された第1段、第2段膨張機9, 10の駆動軸12を共通としたもの、つまり4個のローター131, 132, 133, 134がすべて同一回転数で回転する構成であるが、以下4個のローターの回転数を異ならしめた場合の作用効果について説明する。

まず圧縮装置1において第1段、第2段圧縮機5, 6の回転数が同一である場合には、第2段圧縮機6の吐出量は、第1段圧縮機5の吸入量よりも、目的とする圧縮比で定まる量だけ少なくなるように設定されなければならないことは前述の通りである。つまり第1段から最終段に至るまでの圧縮機は、すべてその容積が異なるもので構成されなければならない目的を達成することができない。しかるに本実施例における複数個の圧縮機の回転数を異ならしめた圧縮装置においては、第1段から最終段に至るまでの圧縮機の容量を必ずしも異ならしめる必要はなく、すべて同一容量の圧縮機を用いても充分その目的を達成し得るものである。すな

11

わち同一容量の圧縮機を用いた場合には第(m-1)段圧縮機の回転数を第m段圧縮機の目的とする圧縮比に対応する回転数で回転させることにより目的を達成することができる。このように同一容量の圧縮機を使用し得ることは消耗部品の交換あるいは予防保全などの面において極めて便利である。また複数個の圧縮機の回転数を異ならしめる方法としては、一駆動源に複数個の変速装置を用いても良いし、複数個の駆動源を設置することも勿論可能である。

また膨張装置2の第1段膨張機9と第2段膨張機10とを同一軸とせず、強制的に回転数を変えることも可能である。すなわち熱ポンプ装置においては、圧縮比、膨張比および圧縮機、膨張機の容積比は、放熱装置8および吸熱装置11の高熱源、低熱源の温度により、その最適値が変化するのである。従つて圧縮装置1及び、又は膨張装置2の回転数を変化させ、前記圧縮比、膨張比および容積比を最適値に選定することもできるものである。

以上説明した熱ポンプ装置はローター131, 132, 133, 134に装着されたベーン71, 72, 73, 74が半径方向に摺動する圧縮機および膨張機によつて構成されたものであるが、第6図に示す軸方向摺動翼型の圧縮兼膨張機を用いると、さらにすぐれた多くの効果を期待することができるものである。

次に本発明による他の実施例を図面に基いて詳細に説明する。第6図および第7図は各々軸方向摺動翼型の多段型圧縮兼膨張機19の構成を示し、第8図は要部断面と気体の流通経路を示すものである。第6図において圧縮兼膨張機19は第1段圧縮作動室20、第2段圧縮作動室21および第1段膨張作動室22、第2段膨張作動室23によつて構成されている。この圧縮兼膨張機19は中空円筒状のケーシング14内に駆動軸12を固着したローター13が同心かつ回転自在に介装されている。ローター13にはベーン7が軸方向に摺動し得るように装着されておりカム24, 25, 26, 27に密接し摺動しながら回転する。従つて駆動軸12が回転するとローター13とベーン7とカム24, 25, 26, 27とによつて囲まれた各作動室20, 21, 22, 23の空間容積は逐次その容積を増減するので圧縮又は膨張

12

作用を行なわしめるものである。

第7図および第8図において第1段圧縮作動室20は吸入口Soと中間吐出口D11, D12, D13, D14を備え、第2段圧縮作動室21は中間吸入口S21, S22, S23, S24と吐出口Doを有するものである。この中間吐出口D11, D12, D13, D14とこれに対応する中間吸入口S21, S22, S23, S24とはパイプP11, P12, P13, P14によつて連結され途中に放熱装置8が設置されている。また第1段圧縮作動室20の中間吐出口D11とD12, D12とD13, D13とD14の間には常にベーン7が介在し、第2段圧縮作動室21の中間吸入口S21とS22, S22とS23, S23とS24の間にも常にベーン7が介在するようになつてゐる。

次に第1段膨張作動室22は給気口Sooと中間排気口D31, D32, D33, D34を備え、第2段膨張作動室23は中間給気口S41, S42, S43, S44と排気口Dooを有するものである。この中間排気口D31, D32, D33, D34とこれに対応する中間給気口S41, S42, S43, S44とはパイプP31, P32, P33, P34によつて連結され、途中に吸熱装置11が設置されている。また第1段膨張作動室22の中間排気口D31とD32, D32とD33, D33とD34の間には常にベーン7が介在し、第2段膨張作動室23の中間給気口S41とS42, S42とS43, S43とS44の間にも常にベーン7が介在するようになつてゐる。

なお第6図において駆動装置3は駆動軸12を介してローター13を回転させるものである。

熱交換装置4は第7図および第8図に示すように、第2段圧縮作動室21の吐出口Doと第1段膨張作動室22の給気口Sooとの間、および第2段膨張作動室23の排気口Dooと第1段圧縮作動室20の吸入口Soとの連結パイプP2およびP4に介装させ、独立したパイプP2とP4二系統間のみの熱交換手段を有するように構成したものである。

以上の構成よりなる熱ポンプ装置の作用効果について説明する。まず駆動装置3が回転すると駆動軸12を介してローター13が回転を始め第1段、第2段圧縮作動室20, 21および第1段、

13

第2段、膨張作動室22、23においてそれぞれ圧縮または膨張作用が始まるが、第1段圧縮作動室20から順次説明する。

第1段圧縮作動室20では吸入口Soから気体を吸入し逐次圧縮されるが、その圧縮過程にある気体が中間吐出口D11、D12、D13、D14から逐次吐出される。この吐出された気体はそれぞれパイプP11、P12、P13、P14を通り、途中の放熱装置8によつて熱を放出冷却され、第2段圧縮作動室21の中間吸入口S21、S22、S23、S24に導かれる。このとき第1段圧縮作動室20の中間吐出口D11とD12、D12とD13、D13とD14の間には常にベーン7が介在しているので、それぞれ圧縮比の異なる気体が第2段圧縮作動室21の中間吸入口S21、S22、S23、S24に供給され、各圧縮段階ごとにさらに圧縮されて吐出口Doより吐出される。この第2段圧縮作動室21においても中間吸入口S21とS22、S22とS23、S23とS24の間には常にベーン7が介在しているので、それぞれ圧縮比の異なる気体が各圧縮段階ごとにさらに圧縮され吐出口Doより高压の圧縮気体を吐出するものである。このように第1段圧縮作動室20で圧縮された圧縮比の異なる気体が、それぞれ独立してパイプP11、P12、P13、P14に導かれ途中の放熱装置8を通るので、放熱冷却効果を一段と向上させることができる。第6図～第8図では2段の圧縮作動室と1個の放熱装置を用いたが、圧縮作動室と放熱装置をさらに増加させることにより、なお一層緩やかな圧縮が可能となり、理想的な等温圧縮に極めて近似した圧縮を行なうと共に、放熱の効果を上げることができるものである。ここで第2段圧縮作動室21の吐出量は、第1段圧縮作動室20の吸入量よりも目的とする圧縮比で定まる量だけ少なくなるように設定されているので、気体は目的の圧力に圧縮されて吐出される。

この第1段と第2段圧縮作動室20および21間の容積変化の状況は、第3図によつて前述の通りである。また消費動力の低減効果についても、第4図のP-V線図による前述の効果と同様である。

次に放熱装置8の詳細について説明する。第8図において第1段圧縮作動室20によつて圧縮さ

14

れた各圧縮段階ごとの圧縮気体は、それぞれ圧縮比が異なるので温度も当然異なるものである。すなわち中間吐出口D11から吐出される圧縮気体は比較的低温であるがD12、D13、D14から吐出される圧縮気体は圧縮比が次第に増大するので、パイプP11、P12、P13、P14内を流通する圧縮気体の温度もP14に近い程上昇する。従つて比較的低温のパイプP11を最下部に設置し、以下P12、P13ついでP14を最上部に設置して下方の供給口15から加熱すべき循環流体を供給し、上方の排出口16から加熱された循環流体を排出すると熱交換効果を増大することができるものである。

第2段圧縮作動室21の吐出口Doから吐出された高压の圧縮気体は、熱交換装置4を経て第1段膨張装置の給気口Sooに供給される。ローター13とベーン7とカム24、25、26、27によつて囲まれた圧縮気体は、その体積の膨張作用によつてローター13を介して駆動軸12に回転力を与えるものである。この膨張過程にある気体が中間排気口D31、D32、D33、D34より逐次排出される。この排出された気体は、それぞれパイプP31、P32、P33、P34を通り、途中の吸熱装置11によつて加熱され、第2段膨張作動室23の中間給気口S41、S42、S43、S44に導かれる。このとき第1段膨張作動室22の中間排気口D31とD32、D32とD33、D33とD34の間には常にベーン7が介在しているので、それぞれ膨張比の異なる気体が、第2段膨張作動室23の中間給気口S41、S42、S43、S44に供給され、再び膨張し駆動軸12に回転力を与えながら排気口Dooより排出される。

このように第1段膨張作動室22の中間排気口D31、D32、D33、D34からそれぞれ膨張比の異なる気体が独立してパイプP31、P32、P33、P34に導かれ、途中の吸熱装置11を通るので、圧縮気体の膨張過程における温度低下、つまり断熱膨張によるエネルギーの損失を防止することができるものである。第6～8図では、2段の膨張作動室と1個の吸熱装置を用いたが、膨張作動室と吸熱装置をさらに増加させることにより、なお一層緩やかな膨張が可能となり、理想的な等温膨張に極めて近似した膨張を行うこ



とができるものである。従つて第2段圧縮作動室21の吐出口Doから第1段膨張作動室22の給気口Sooに供給される圧縮気体の持つエネルギーのすべてを有効に活用すると共に、冷却の効果を上げることができる。

次に吸熱装置11の詳細を説明する。第1段膨張作動室22である程度膨張した各膨張段階ごとの気体は、それぞれ膨張比が異なるので温度も当然異なるものである。すなわち中間排気口D31から排出される空気は比較的高温であるが、D32、D33、D34から排出される気体は膨張比が次第に増大するので、パイプP31、P32、P33、P34内を流通する気体の温度も次第に降下する。従つて比較的高温のパイプP31を最上部に設置し、以下P32、P33ついでP34を最下部に設置して、上方の供給口17から冷却すべき循環流体を供給し、下方の排気口18から冷却された流体を排出すると、熱交換の効果を増大することができるものである。

熱交換装置4の作用効果について説明する。第2段圧縮作動室21の吐出口Doから吐出された高圧の圧縮気体は、第1段膨張作動室22の給気口Sooに供給される。この給気口Sooに供給される圧縮気体の温度は第2段膨張作動室23の排気口Dooから排出される気体の温度と等しいことが最も望ましい。同じく第1段圧縮作動室20の吸入口Soに供給される気体の温度は、第2段圧縮作動室21の吐出口Doから吐出される高圧の圧縮気体の温度と等しいことが最も望ましい。これは高温側の圧縮過程における温度上昇と、低温側の膨張過程を熱損失を最小限にして結び、高効率の熱サイクルを完成せしめようとするものである。従つて、熱交換装置4は放熱装置8あるいは吸熱装置11とは異なり、断熱材27で外気とは完全に遮断した状態でパイプP2とP4の間において、それぞれの有する熱エネルギーを交換させることにより、熱ポンプ装置の熱効率を著しく高めることができるものである。

次に駆動装置3の作用効果について説明する。第6図で明らかなように1個の駆動軸12によつて1個のローター13が駆動され、1枚のペーン7によつて2段の圧縮作動室20、21および2段の膨張作動室22、23が構成されている。圧縮作動室20、21では動力を消費するが、膨張作

動室22、23では逆に駆動軸12に回転力を与えるものである。従つて前述せる通り圧縮作動室の消費動力と、膨張作動室のなす仕事量との差だけの僅かな駆動力を伝達することによつて、その目的を達成することができるものである。以上説明した第6図は軸方向摺動翼型の多段作動室によつて空気を圧縮、膨張させる構成としたので、熱ポンプ装置そのものを極めてコンパクトな装置とすることができる。また第9図に示すような直径方向摺動翼型の並列多段型によつて構成された装置であつても同じ目的を達成することができるものである。

以上説明したすべての熱ポンプ装置は、駆動装置3を正転、逆転何れも可能なものとするにより、すべての諸装置の有する機能をそのまま逆に作動させることができる。つまり圧縮装置は膨張装置に、また膨張装置は圧縮装置に変換し、放熱装置は吸熱装置に、また吸熱装置は放熱装置に変換されるのである。従つて夏季においては冷房、冬季においては暖房に容易に切換えることができる。

以下本発明の熱ポンプ装置を構成する圧縮装置1、膨張装置2、駆動装置3および熱交換装置4のそれぞれの有する特長を要約すると次の通りである。

圧縮装置1について

圧縮比の異なる圧縮気体が各段階ごとに多段圧縮を繰り返し、途中に設置された放熱装置8で放熱し冷却される。従つて、等温圧縮に極めて近似した緩やかな圧縮が可能となり、消費電力を著しく低減し高圧の圧縮気体を得ると共に、効果的に放熱を行なうことができる。

膨張装置2について

膨張比の異なる空気が各段階ごとに多段膨張を繰返し、途中に設置された吸熱装置11で吸熱し加熱される。従つて、等温膨張に極めて近似した緩やかな膨張が可能となり、供給された圧縮気体の持つエネルギーのすべてを有効に活用することができ消費電力を著しく低減させる。

熱交換装置4について

圧縮装置1から膨張装置2へ、また膨張装置2から圧縮装置1へ供給される気体の持つエネルギーを、大気と遮断して互に熱交換を行なわしめる。従つて熱ポンプ装置の高熱効率のサイクルを

17

完成させることができる。

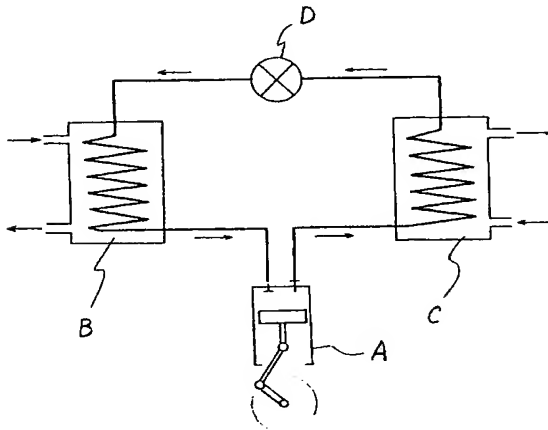
駆動装置 3 について

圧縮装置 1 の消費電力は著しく低減され、膨張装置 2 では供給された圧縮気体のもつエネルギーのすべてを有効に活用して回転力に変える。従つて僅かな駆動力によつて熱ポンプ装置を動作することができる。

このように多くのすぐれた特長を備える諸装置を、主要構成要素とする本発明の熱ポンプ装置は次のような効果を有するものである。

- (1) 冷媒を用いないので製造、使用、廃却後のすべての期間に亘つて安全、かつ清潔である。
- (2) 高価な冷媒を用いないので経済的である。
- (3) 膨張弁や切換弁などがなく構造簡単であり故障が少ない。
- (4) 作動気体には任意の気体を選べるので使用温度の制限がない。
- (5) 高効率であるため運転の費用が少なくてすむ。
- (6) 装置全体が小さくまとまるため、占有面積が小であり、車輛などにも搭載可能である。
- (7) 回転方向の切換だけで冷暖房の切換が可能で

オ 1 図



18

あり、操作が簡単である。

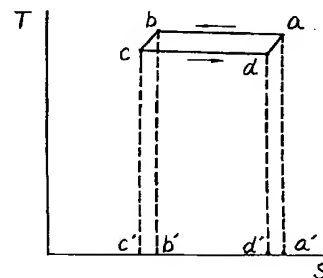
以上の説明で明らかなように本発明による熱ポンプ装置は従来品にみられない新規な機能を備えるもので著しい効果を得ることができるものである。

#### 図面の簡単な説明

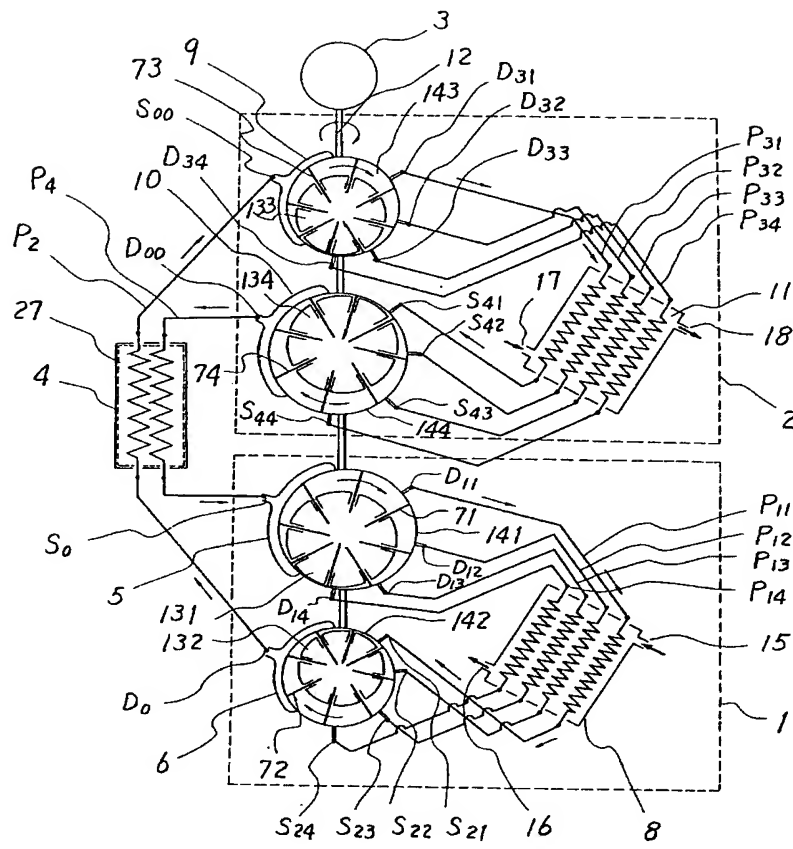
第 1 図は従来の熱ポンプ装置の経路図、第 2 図は本発明の実施例を示す経路図、第 3 図は圧縮空気の容積変化説明図、第 4 図は P-V 線図、第 5 図は T-S 線図、第 6 図は軸方向摺動型圧縮兼膨張機の縦断面図、第 7 図は同要部断面図、第 8 図は同経路図、第 9 図は直径方向摺動翼型並列多段圧縮兼膨張機の縦断面図である。

- 1 : 圧縮装置、2 : 膨張装置、3 : 駆動装置、4 : 熱交換装置、5 : 第 1 段圧縮機、6 : 第 2 段圧縮機、7 : ペーン、8 : 放熱装置、9 : 第 1 段膨張機、10 : 第 2 段膨張機、11 : 吸熱装置、12 : 駆動軸、13 : ローター、14 : ケーシング、20 : 第 1 段圧縮作動室、21 : 第 2 段圧縮作動室、22 : 第 1 段膨張作動室、23 : 第 2 段膨張作動室。

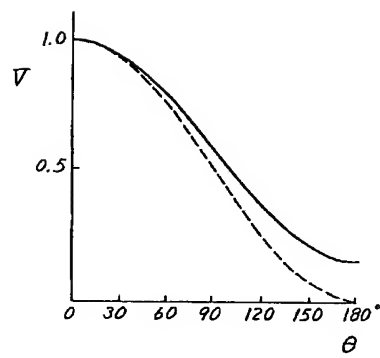
オ 5 図



才 2 図



才 3 図



才 4 図

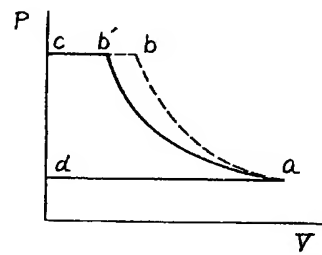


図 9

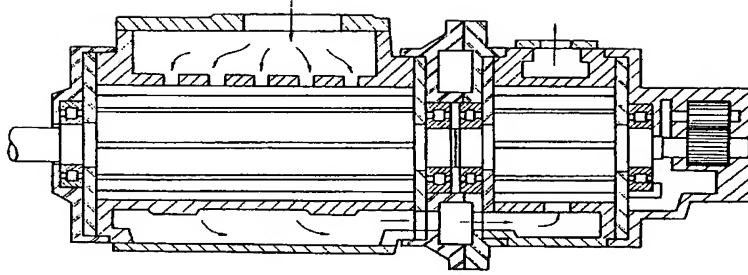


図 6

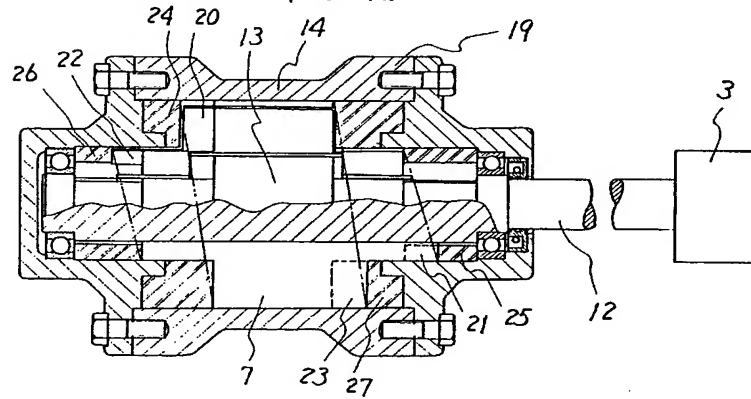
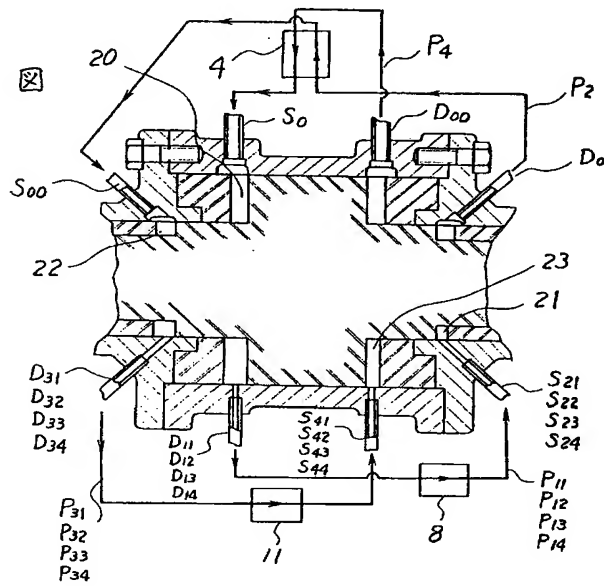


図 7



\* 8 図

